

⑫ 特 許 公 報 (B2) 昭57-58542

⑤ Int.Cl.³F 16 F 15/12
B 60 K 17/02

識別記号

庁内整理番号

6581-3J
7721-3D

②④公告 昭和57年(1982)12月10日

発明の数 1

(全4頁)

⑤④自動車用動力伝達機構

②①特 願 昭51-107492

②②出 願 昭51(1976)9月7日

②③公 開 昭53-32524

②④昭53(1978)3月27日

②⑤発 明 者 沼田尚司

亀岡市篠町浄法寺土取2番地

②⑥発 明 者 田保栄三

京都市伏見区深草稻荷鳥居前町17

②⑦出 願 人 三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番8号

②⑧代 理 人 弁理士 広渡禎彰 外1名

⑤⑦特許請求の範囲

1 内燃機関のクランクシャフトとベアリングを介して変速機のメインドライブシャフトに枢支されクラッチを介して上記メインドライブシャフトに連結されるフライホイールとを回転方向の振りに対しては実質的に剛結合となるように剛性が大である一方軸方向の曲げ剛性が小さい弾性板を介して連結したことを特徴とする自動車用動力伝達機構。

発明の詳細な説明

本発明は内燃機関のクランクシャフトよりフライホイール、クラッチを介して変速機に動力が伝達される自動車用動力伝達機構の改良に関するものである。

一般に自動車用内燃機構のクランク軸にはねじり振動、曲げ振動および縦振動の3形態が考えられ、このうち特にねじり振動を低減し、スムーズな回転を得るために剛体のフライホイールが固着されているが、このフライホイールを含むクランク軸回転系の力学特性、すなわち、質量、慣性モーメント及びねじり剛性に起因するねじり振動、速度変動率及び始動性等の特性が最適なものとなるようにフライホイールの形状を設定した場合、

多くの自動車は運転頻度の高いエンジン回転数4000rpm付近すなわち、車速にして100km/h付近でクランク軸系の曲げ振動に起因するエンジンルーム内のこもり音を発生し易く、さらに最悪5の場合振動によるねじりのゆるみ等が原因で生じる部品破壊等の不具合が発生することがある。

これら不具合の発生は、クランク軸系の固有曲げ振動数が通常約210%付近にあるため、上記クランク軸系の固有曲げ振動数をクランク軸回転系の力学特性を変えることなく不具合発生速度域から外せば、クランク軸系の曲げ及びねじり振動による不快な騒音等を低減することができる。

本発明の主目的は特に自動車用エンジンのクランク軸系の曲げ共振点を曲げ振動による騒音等の不具合発生速度域から外し、上記曲げ振動によるエンジンルーム内のこもり音や部品破壊等の発生を低減する自動車用動力伝達機構を提供することにある。

本発明の上記目的は、内燃機関のクランクシャフトとベアリングを介して変速機のメインドライブシャフトに枢支されクラッチを介して上記メインドライブシャフトに連結されるフライホイールとを回転方向の振りに対しては実質的に剛結合となるように剛性が大である一方軸方向の曲げ剛性が小さい弾性板を介して連結したことを特徴とする自動車用動力伝達機構により達成されるものである。

次に本発明を図面に示す実施例により詳細に説明する。

なお、各図中実質的に同一部分には同一符号を付した。

第1図に示す本発明の第1実施例において、自動車用エンジンのクランクシャフト1の端面には弾性円板3が固着されており、同円板3は回転方向の振りに対しては実質的に剛結合となるように剛性が大である一方軸方向の曲げ剛性は厚みを調整することにより小さな値に設定されている。

3

一方、クラッチハウジング4内にベアリング5を介して枢支されたメインドライブシャフト6の軸端はクランクシャフト1の求心部に装着したパイロットベアリング7に枢支されている。

また、メインドライブシャフト6上にはベアリング8を介してフライホイール9が枢支されるとともに、同シャフト6のスプライン軸部10上には自体公知の形状を有するクラッチディスク11のスプラインハブ12が軸線方向に摺動可能に嵌合されている。

フライホイール9外周部にはボルト13によりクラッチカバー14が固定され、同クラッチカバー14には従来公知のダイヤフラムスプリング15が取付けられ、同スプリング15の外周端はプレツシャプレート16の突出縁を押圧し、同プレツシャプレート16がクラッチディスク11を押してクラッチ接合を達成する。

なお、17はフロントカバー、18はフロントカバースリーブ、19はリリースベアリングである。

また、上記フライホイール9と弾性円板3とは各々の外周縁部を複数のボルト20により固着されている。

上記構成によれば、弾性円板3の回転方向の振動に対しては実質的に剛結合となるように剛性が太であるため、クランク軸1系の特にねじり回転系に生じる力学特性を悪化させることがなく、弾性円板3の曲げ剛性を小さくすることにより、上記クランク軸系の曲げ剛性を大巾に低下させて、同系の曲げ共振点を不具合発生の高い回転速度域、例えば4000rpmにおける曲げ振動数210%より大きく低下させることができこの結果曲げ振動によるエンジンルーム内のこもり音、動力伝達系の部品破壊等の不具合が効果的に低減される。

なお上記実施例においては、メインドライブシャフト6上に一般のシングルボールベアリングを介してフライホイール9を取付けることにより、フライホイール9の曲げ方向への微小変位を許容し、それによつて弾性円板3の軸方向の曲りを容易にし、クランク軸系の固有曲げ振動数を十分に低くすることが可能となつている。

ところで、上記第1実施例におけるメインドライブシャフト6の支持構造としてはクランクシャフト1の求心部に装着したパイロットベアリング

4

7に支持させる従来一般の構造を採用しているが、本発明においては何ら上記実施例に限定されるものではなく、第2図の変形例に示すごとく、メインドライブシャフト6のパイロットベアリング7による支持をやめ、クラッチハウジング4に固着されメインドライブシャフト6に外嵌されたフロントカバー17'のフライホイール9に近い部分においてメインドライブシャフト6の支持軸受20を設けた構造でもよく、この場合にはメインドライブシャフト6の微小振れにより弾性円板3の軸方向の曲りを容易にしておき、ジャイロモーメントによるフライホイールの大きな傾動はダブルボールベアリング8'の支えにより防止されている。第3図に示す他の変形例はメインドライブシャフト6の振れ回りを防止するためにクランクシャフト1端面に球面軸受21を形成した構成であつてクランクシャフト1の端面に球面凹部22が形成され、一方フライホイール9には球部23が形成されている。

次に第4図および第5図に示す本発明の第2実施例について説明すると、本実施例においては、クランクシャフト1の端面にボルト2によりガイドストツパプレート24および弾性円板3が重ね合せた状態で固着されまた、上記クランクシャフト1の端面中央部には球面軸受21'を形成するボール部材25が固着され、フライホイール9には上記ボール部材25に当接して球面軸受21'を構成する球面凹所26が形成され、上記ガイドストツパプレート24は半径方向外方に向かうに従つて弾性円板3に対する間隔が漸増するように皿状に湾曲形成されている。

また、本実施例においては、弾性円板3に複数の円孔27が円周方向に間隔をおいて穿設されているが、これは弾性円板3の軸方向の曲げ剛性を設定値に近づけるためのもので、弾性円板3に適当な大きさおよび個数の孔を適当位置に穿設することにより曲げ剛性が容易に調整される。

また、上記第2実施例においては、ジャイロモーメントによつてフライホイール9が大きく傾動しようとする、ガイドストツパプレート24により受け止められ極度の傾きが防止される。

この場合、ガイドストツパプレート24と弾性円板3との間隔が半径方向に向かつて漸増するように構成されているため、両者は半径方向に向か

5

6

つて徐々に接触され、打音の発生、摩耗による破損等の不具合発生はない。

なお、上記ガイドストツパプレート24を設けたことにより弾性円板3の曲げ剛性を大きく低下させることが可能となり、充分にクランク軸系の固有曲げ振動数を下げることができるものである。

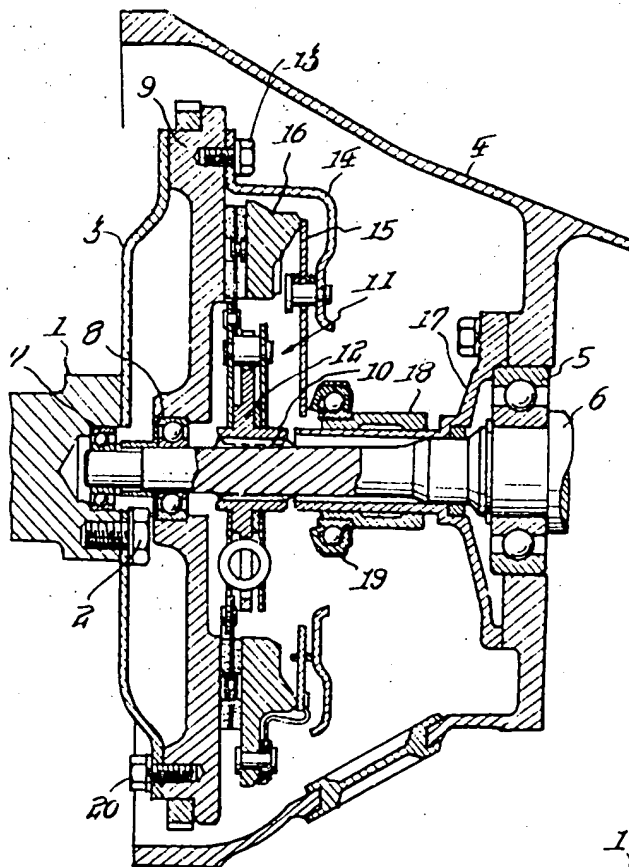
図面の簡単な説明

第1図は本発明の第1実施例を示す断面図、第2図は上記第1実施例の変形例を示す断面図、第3図は上記第1実施例の他の変形例を示す要部断

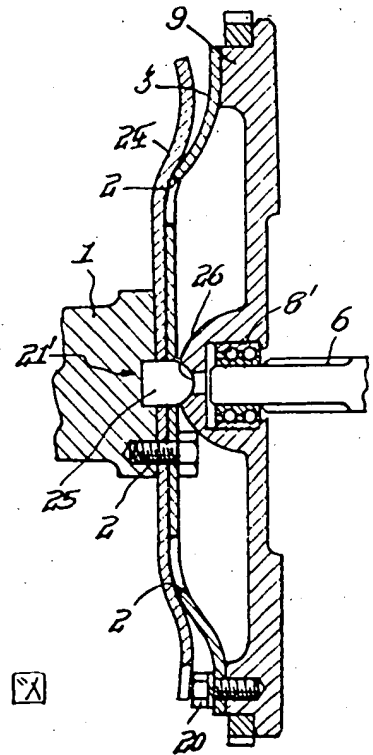
面図、第4図は本発明の第2実施例を示す要部断面図、第5図は上記第2実施例の側面図である。

1：クランクシャフト、2：ボルト、3：弾性円板、4：クラッチハウジング、5, 7, 8, 8'：ベアリング、6：メインドライブシャフト、9：フライホイール、11：クラッチディスク、17, 17'：フロントカバー、20：ボルト、21, 21'：球面軸受、24：ガイドストツパプレート、27：円孔。

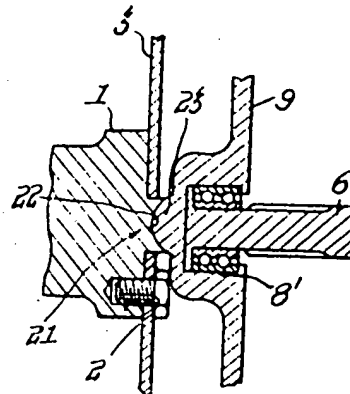
第1図



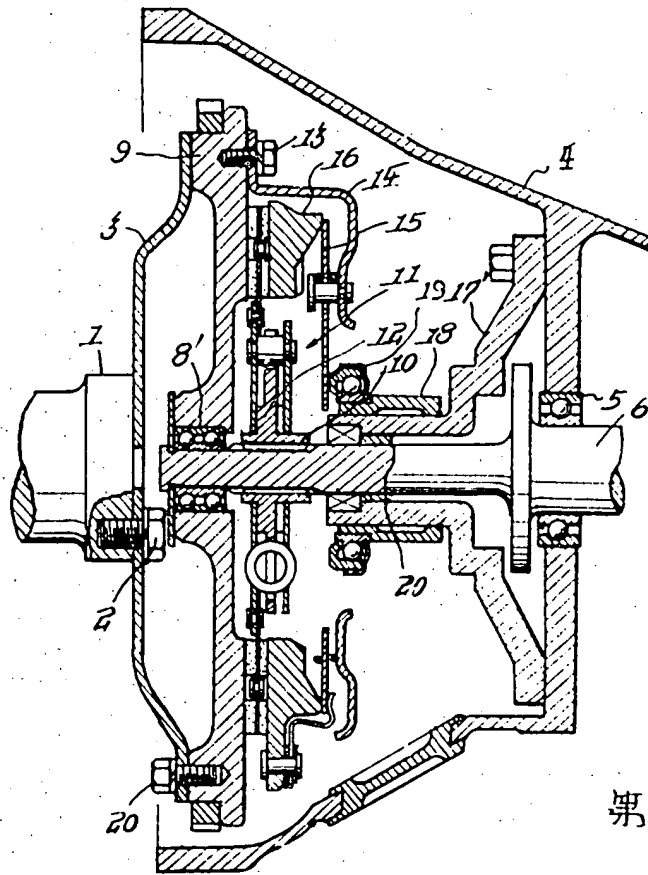
第4図



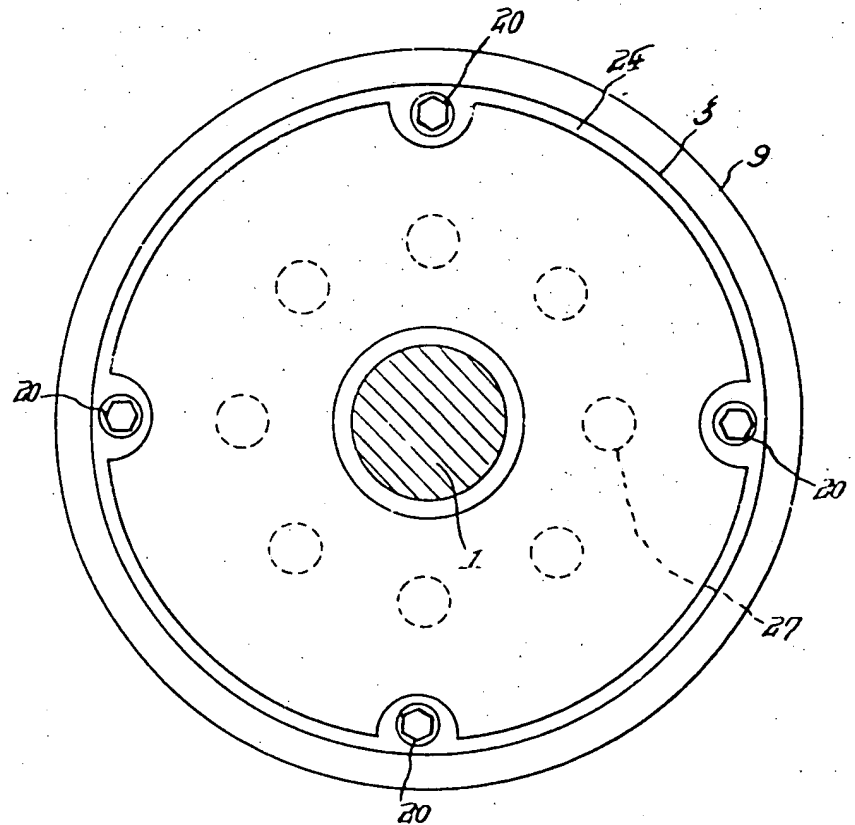
第3図



第 2 図



第 5 図



Japanese Patent Publication No. 57-058542, published December 10, 1982; Kokai Publication No. 53-32524, published March 27, 1978; application No. 51-107492, filed September 7, 1976; inventors Hoji NUMATA, et. al.; assignee, Mitsubishi Jidosha Kogyo KK

AUTOMOBILE TRANSMISSION MECHANISM

Claim:

An automobile transmission mechanism that couples the crankshaft of an internal combustion engine and a flywheel [supported by the main drive shaft through a bearing and coupled with the main drive shaft through a clutch] through a highly rigid elastic sheet so as to provide a tight coupling in the direction of the rotational twist, while on the other hand having low bending rigidity in the shaft direction.

Detailed Description of the Invention:

This invention concerns an improvement to an automobile transmission mechanism which transmits power through the flywheel and clutch by the crankshaft of an internal combustion engine.

Commonly, three types of vibration --- twist vibration, bending vibration and vertical vibration --- are considered in making the crankshaft of an automobile's internal combustion engine. A rigid body flywheel is especially required in order to reduce the twist vibration and to obtain smooth rotation. However, the dynamic properties of the crankshaft system, including this flywheel, can create problems. More specifically, when determining the shape of the flywheel so as to provide the best properties to deal with twist vibration [which originates by the mass, inertial

moment and twist rigidity], speed changes and starting, etc., many automobiles easily develop a murmuring sound inside of the engine. This is caused by the bending vibration of the crankshaft when the engine rpm reaches about 4,000, or, in terms of speed, when the automobile reaches about 100 km/h. A worst case situation may result in broken parts caused by screws loosened by the vibration.

The characteristic number of crankshaft bending vibrations is about 210 c/s. Therefore, if this characteristic number of bending vibrations of the crankshaft system can be removed from the above mentioned range of rpm and speed, yet without changing the dynamic properties of the crankshaft rotation, the unpleasant noise caused by the bending and twisting vibrations of the crankshaft system can be reduced.

The main objective of this invention is to offer an automobile transmission that releases the bending resonance point of the engine's crankshaft from the speed and rpm range where the engine noise is generated by the bending vibration. This reduces the noise and possible part breakage.

This invention's above mentioned objective is achieved by creating an automobile transmission mechanism that couples the crankshaft of an internal combustion engine and a flywheel [supported by the main drive shaft through a bearing and coupled with the main drive shaft through a clutch] through a highly rigid elastic sheet so as to provide a tight coupling in the direction of the rotational twist, while on the other hand having low bending rigidity in the direction of the shaft.

Details of this invention are explained below with reference to the accompanying practical examples and drawings.

In each drawing, essentially the same symbols are used for the same parts.

In the first example of this invention, as shown in Figure 1, an elastic disc (3) is affixed to the end of an automobile engine's crankshaft (1). This disc (3) is highly rigid so as to result in an essentially tight coupling in the direction of the rotational twist. The low value of the bending rigidity in the direction of the shaft is set by adjusting its thickness.

The end of the main drive shaft (6) [supported by a pivot inside of the clutch housing (4) through a bearing (5)] is supported by pivot at a pilot bearing (7) [installed at the centripetal section of the crankshaft (1)].

A flywheel (9) is supported by a pivot on the main drive shaft (6) through a bearing (8). Simultaneously, a spline hub (12) of a commonly shaped clutch disc (11) is inlaid so as to slide in direction of the shaft line over the spline shaft section (10) of the shaft (6).

A clutch cover (14) is affixed at the external periphery of the flywheel (9) by a bolt (13). A common diaphragm spring (15) is installed on the clutch cover (14). The external rim of the spring (15) presses the protruding rim of a pressure plate (16). This pressure plate (16) then presses the clutch disc (11) and the clutch coupling is achieved.

Item (17) is a front cover; (18) is a front cover sleeve; and

(19) is a release bearing.

Each external peripheral rim sections of the flywheel (9) and the elastic disc (3) is affixed by several bolts (20).

With the above mentioned structure, there is high rigidity so as to create essentially a right coupling to the direction of the rotational twist of the elastic disc (3). As a result, not only is there a decrease in the dynamic properties which are generated by the rotational twisting of the crankshaft (1), but the bending rigidity of the crankshaft can be greatly reduced by providing low bending rigidity to the elastic disc (3). The bending resonance point of the system can be greatly reduced to a point lower than 210 c/s at 4,000 rpm range where the problem is generated. As a result, the engine noise and parts breakage can be effectively reduced.

In the above mentioned example, by installing the flywheel (9) over the main drive shaft (6) through a common single ball bearing, fine displacement in the direction of the flywheel (9) bending is allowed. Thus, bending in the direction of the shaft of the elastic disc (3) becomes easy and the characteristic number of bending vibrations of the crankshaft can be sufficiently reduced.

The above first example uses an existing common structure in which the structure of the main drive shaft (6) is supported by the crankshaft (7). However, this invention is not restricted to only this above example. For example, as shown in the modified example in Figure 2, instead of using a structure supported by the pilot bearing (7) of the main drive shaft (6), it can be a structure in

which the support bearing (20) of the main drive shaft (6) is provided at an area close to the flywheel (9) of the front cover (17') which is affixed to the clutch housing (4) and externally located on the main drive shaft (6). In this case, the bending in the direction of the shaft of the elastic disc (3) becomes easy as a result of the low vibration of the main drive shaft (6). A large slanting movement of the flywheel caused by gyro-moment is prevented by the support of double ball bearings (8'). Another modified example as shown in Figure 3 has a structure in which a spherical bearing (21) is formed at the end surface of the crankshaft (1) in order to prevent whirling of the main drive shaft (6). A spherical U-shaped section (22) is formed at the end surface of the crankshaft (1). A globular section (23) is formed at the flywheel (9).

A second example of this invention, as shown in Figures 4 and 5, is explained below. In this example, the guide stopper plate (24) and the elastic disc (3) are affixed at the end surface of the crankshaft (1) by a bolt (2) under laminated conditions. A ball member (25) which forms a spherical bearing (21') is affixed to the end surface center section of the crankshaft (1). A spherical U-shaped section (26) which forms a spherical bearing (21') is formed at the flywheel (9) by making contact with the ball member (25). The guide stopper plate (24) is formed with a plate-like curved shape so as to gradually increase the interval to the elastic disc (3) along the outward radius direction.

In this example, multiple round holes (27) are also provided

on the elastic disc (3) with space between them in the peripheral direction in order to make the bending rigidity in the direction of the shaft of the elastic disc (3) closer to the established value. The bending rigidity can be easily adjusted by providing holes of a suitable size and number on the elastic disc (3) at a proper location.

In the above second example, when the flywheel (9) attempts a large slanting movement caused by a gyro-moment, it is caught by the guide stopper plate (24) and the extreme slanting can be prevented.

In this case, the interval between the guide stopper plate (24) and the elastic disc (3) is made so as to gradually increase in the radius direction. Therefore, both gradually make contact with each other by facing in the radius direction. Thus, there is no engine noise or parts damage.

A great decrease in the bending rigidity of the elastic disc (3) is made possible by providing the above mentioned guide stopper plate (24). Consequently, the characteristic number of bending vibrations of the crankshaft can be sufficiently reduced.

Simple Explanation of Drawings:

Figure 1 is a cross-sectional view of the first example of this invention. Figure 2 is a cross-sectional view showing a modification of the example in Figure 1. Figure 3 is a cross-sectional view showing another modification of the first example. Figure 4 is a cross-sectional view of a second example of this invention. Figure 5 is a side view of the second example.

1... crankshaft
2... bolt
3... elastic disc
4... clutch housing
5,7,8,8'... bearing
6... main drive shaft
9... flywheel
11...clutch disc
17, 17'... front cover
20...bolt
21,21'...spherical bearing
24...guide stopper plate
27... round hole

U. S. Patent and Trademark Office
January 11, 1993
Y.O.

This Page is inserted by IFW Indexing and Scanning Operations and is not part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLORED OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REPERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images problems checked, please do not report the problems to the IFW Image Problem Mailbox